

значний мірі отримати більш точні висновки ніж застарілі рекомендації в технічній літературі [3, 4].

**Список літератури:** 1. ДСТУ ISO/TR 14179-1 Зубчасті передачі. Термічна здатність. Частина 1. Термічна здатність зубчастих передач при температурі масляної ванни 95°C. 2. ДСТУ ISO/TR 14179-2. Зубчасті передачі. Термічна здатність. Частина 2. Термічна навантажувальна здатність. 3. Кудрявцев В.Н., Державец Ю.А., Глухарев Е.Г. Конструкция и расчет зубчатых редукторов. – Л.: Машиностроение, 1977. – 256с. 4. Михеев И.И., Попов Г.И. Смазка заводского оборудования. – Л.: Машиностроение, 1967. – 155с.

*Надійшла до редколегії 16.05.11*

УДК 621.833.38

**Е.А. ГУДОВ**, инженер-конструктор по редукторостроению ОАО "ЭЗТМ",  
Электросталь, Московская обл., Россия  
**С.А. ЛАГУТИН**, к.т.н., ведущий конструктор ОАО "ЭЗТМ"  
**Б.Ф. ФЕДОТОВ**, к.т.н., старший научный сотрудник НПО "ЦНИИТМАШ",  
Москва, Россия

## НАГРУЗОЧНАЯ СПОСОБНОСТЬ МОДИФИЦИРОВАННЫХ ГЛОБОИДНЫХ ПЕРЕДАЧ

Рассмотрены методы геометрического и технологического расчета глобоидных передач, модифицированных методом "аи"; при нарезании зубьев колеса двух- и четырехрезцовыми летучками. Показано, что такие передачи отличаются от передач с цилиндрическими червяками более высокой нагрузочной способностью, особенно при больших межосевых расстояниях. Детально описан алгоритм оценки нагрузочной способности. Все предложенные методы и алгоритмы проверены практикой проектирования и производства передач, применяемых в нажимных механизмах прокатных станов, нефтяных насосах, мешалках и другом оборудовании ВАТ "ЭЗТМ" и ряда машиностроительных заводов.

Розглянуті особливості геометричного і технологічного розрахунку глобоїдних передач, модифікованих методом "аи", при нарізанні зубів колеса двох- і чотирьохрезцовими летучками. Показано, що такі передачі відрізняються від передач з циліндричними червяками більш високою навантажувальною здатністю, особливо при великих міжосевих відстанях. Докладно описаний алгоритм оцінювання навантажувальної здатності. Усі запропоновані методи та алгоритми перевірені практикою проектування і виробництва передач, застосованих у натискних механізмах прокатних станів, нафтових насосах, мішалках та іншому обладнанні ВАТ "ЕЗТМ" і ряду машинобудівних заводів.

The technique of geometrical and technological design is considered for the globoid gears modified by an increase of machine center distance and gear ratio at the worm cutting in relation to the same parameters of worm drive. It is shown that they differ from one-enveloping worm gears with higher loading capacity, especially at the big center distances. The algorithm for the assessment of loading capacity of gears is described in details. All offered methods and algorithms are verified by practice of design and manufacture of modified globoid gears for adjustment devices of rolling mills, oil pumps, mixers and other equipment at the Joint Stock Co "EZTM" (Electrostral Plant of Heavy Machines) and a number of other plants.

**Актуальность задачи.** Глобоидная передача является одной из разновидностей червячной передачи общего вида [1]. Ее червяк в осевой плоскости имеет вогнутую форму, охватывающую колесо. Это приводит к многопарности зацепления: в зацеплении с витками находится столько зубьев, сколько шагов колеса уместается в дуге охватывающего делительного глобоида. Если в передачах с цилиндрическим червяком коэффициент перекрытия, как правило, меньше двух, то в глобоидных передачах аналог этого коэффициента, именуемый рабочим обхватом глобоидного червяка  $K_c$ , достигает значений 4-6 и более.

Глобоидные передачи отличаются от передач с цилиндрическими червяками более высокой нагрузочной способностью, особенно при больших межосевых расстояниях. Это обусловлено помимо многопарности зацепления благоприятными свойствами контакта в каждой паре зубьев.

Во-первых, в глобоидной передаче линии мгновенного контакта активных поверхностей расположены поперек зубьев, а не вдоль, как в передачах с цилиндрическим червяком. Это создает более благоприятные условия для образования гидродинамического смазочного слоя, приводит к повышению КПД передачи и предотвращает появление зон, опасных по заеданию.

Во-вторых, радиус приведенной кривизны поверхностей в направлении, перпендикулярном контактными линиями, в глобоидной передаче больше, чем у передачи с цилиндрическим червяком. Это позволяет увеличить нагрузку на контакт и тем самым увеличить передаваемую мощность или уменьшить размеры передачи при сохранении величины передаваемой мощности.

Применение глобоидных передач известно с конца XIX века. В XX веке в разных странах проводились многочисленные работы по выбору геометрии глобоидных передач, конструкции, технологии. В начале 30-х годов XX века больших успехов достигла американская фирма "Мичиган Тул", разработавшая технологию, инструмент и оборудование для производства передач Кона. Эти разработки позволили создать передачи, успешно конкурирующие с передачами других производителей более 70-ти лет [2].

В России первые глобоидные передачи были изготовлены в 1904 году на Балтийском заводе для лебедок военных кораблей. В 40-х годах в СССР началось широкое применение глобоидных передач в металлургическом, горно-шахтном, подъемно-транспортном, судовом машиностроении и других отраслях. Успешной постановке производства глобоидных передач в отечественном машиностроении способствовали Я.И. Дикер, Л.И. Сагин [3] Б.А. Гессен, П.С. Зак [4], В.А. Шишков, А.К. Карцев, И.А. Лебедев, Б.Ф. Федотов, В.Л. Журавлев и другие.

Сложная геометрия глобоидной передачи, специфические условия смазки и формирование поверхности зуба колеса, состоящего из нескольких зон, вдохновили многих исследований разработать аналитические аспекты зацепления червяка с зубом колеса. Среди них были Н. И. Колчин, Ф.Л. Литвин [5] и Л.В. Коростелев [6].

В этой статье авторы обсуждают последние достижения в области геометрии, технологии и оценки грузоподъемности глобоидных передач.

**Естественная модификация классической глобоидной передачи.** В классической глобоидной передаче Кона основная часть активной поверхности витков формируется вращением прямолинейной образующей, расположенной в средней плоскости колеса и касательной к некоторой профильной окружности, центр которой лежит на оси колеса.

В такой передаче пятно первоначального контакта активных поверхностей представляет собой узкую полоску, расположенную поперек зуба колеса вблизи его средней плоскости. По мере приработки происходит износ поверхностей, как зуба колеса, так и витка червяка. При этом на поверхности зуба колеса образуется так называемая обкатная зона, распространяющаяся в процессе естественного износа на значительную часть его площади. Износ витка червяка также происходит неравномерно. Максимальный износ имеет место на входном участке витка. В средней части витка и зоне, прилегающей к ней со стороны выхода из зацепления, износ минимален и вновь увеличивается к выходу витка. Такая приработка продолжается 150...200 часов, после чего геометрия активных поверхностей витков и зубьев стабилизируется, и скорость износа уменьшается во много раз.

Изменение геометрии витка в процессе износа называется естественной модификацией, и в функции угла  $\varphi$  поворота образующей от средней плоскости передачи приближенно описывается квадратной параболой:

$$\Delta(\varphi) = a_s \varphi (\varphi - 2\varphi_s), \quad (1)$$

где  $\varphi_s = 0,4\nu_c$  – угол, определяющий положение вершины параболы, т.е. экстремума модификации, смещенного относительно средней плоскости в направлении выхода червяка из зацепления (см. рисунок 1),  $\nu_c$  – рабочий угол обхвата,  $a_s = \Delta S / (\nu_c - \varphi_s)^2$  – постоянный коэффициент,  $\Delta S$  – полная величина отклонения образующей между крайней точкой входа витка в зацепление и вершиной кривой модификации.

Получение естественной модификации за счет длительной приработки – процесс слишком дорогой. Если в процессе нарезания витка червяка ему придать отклонение, близкое к естественной модификации, то продолжительность процесса приработки многократно сокращается, и передача может работать с максимальной для себя нагрузкой с самого начала. Поэтому модифицирование витков и зубьев производят в процессе нарезания.

**Станочная модификация глобоидного червяка.** Способы получения отклонений на витке глобоидного червяка при его нарезании могут быть разделены на две группы [4]. К первой группе относятся способы, в основе которых положено применение различного вида коррекционных или кинематических устройств, встраиваемых в кинематическую цепь станка или монтируемых на столе. В результате этого в процессе резания обеспечивается требуемое изменение скорости вращения инструмента при равномерном вращении нарезаемого червяка.

Ко второй группе относятся способы нарезания модифицированных червя-

ков, основанные на использовании преднамеренных отклонений в наладках зуборезного станка от номинальных. Вводя отклонения одновременно по нескольким элементам наладки и складывая законы отклонения поверхности витка от ее классической формы, можно получить закон модификации, очень близкий к заданному [6]. Способы этой группы получили название бескоррекционных или наладочных. Известен и опробован целый ряд таких способов. К ним относятся: расположение резца выше или ниже средней плоскости колеса (способ  $h$ ), увеличение межосевого расстояния и сдвиг червяка вдоль оси (способ АМ) и др.

В России наиболее широко используется способ, при котором выполняется одновременное отклонение межосевого расстояния и передаточного числа в большую сторону от номинальных значений [7]. Поскольку при этом способе можно при одной наладке станка модифицировать обе противоположные стороны витка, он получил название "двухстороннего бескоррекционного способа АУ".

На рисунке 1 представлена схема станочного зацепления при обработке червяка методом АУ. На этом рисунке:  $d_1$  и  $d_2$  – делительные диаметры глобоидного червяка и колеса;  $a_w = 0,5(d_1 + d_2)$  – рабочее межосевое расстояние передачи;  $a_0 = a_w + \Delta a_0$  – станочное межосевое расстояние;  $\alpha_x$  – угол профиля витка червяка в осевом сечении;  $D_p = d_2 \sin \alpha_x$  и  $D_{p0}$  – диаметры рабочей и станочной профильных окружностей.

Закон модификации методом АУ описывается выражением:

$$\Delta(\varphi) = 0,5d_2 k_u \varphi - \Delta a_0 [\sin(\alpha_x + \varphi - k_u \varphi) - \sin \alpha_x] / \cos \alpha_x. \quad (2)$$

Здесь коэффициент  $k_u = (z_{20} - z_2) / z_{20}$  характеризует изменение станочного передаточного числа по отношению к передаточному числу рабочей пары;  $z_2$  и  $z_{20}$  числа зубьев рабочего и производящего колес.

При расчете модификации по методу АУ определяются такие параметры как число зубьев станочного производящего колеса  $z_{20}$ , увеличение станочного межосевого расстояния при зубообработке червяка  $\Delta a_0$ , делительный диаметр производящего колеса  $d_0$  и диаметр профильной окружности  $D_{p0}$ .

При использовании для нарезания зубьев колеса глобоидных фрез или многолезцовых летучек число зубьев станочного производящего колеса определяется в соответствии с ГОСТ 17696-89 по формуле:

$$z_{20} = \frac{z_2}{0,91 + 0,0074\sqrt{u}}. \quad (3)$$

В случае нарезания колес двухлезцовой летучкой модификацию червяка рекомендуется [8] принимать минимально возможной, а именно:

- если  $z_1 = 1$  и  $z_2 \leq 44$ , то  $z_{20} = z_2 + 1$ ;
- если  $z_1 = 1$  и  $z_2 > 44$ , то  $z_{20} = z_2 + 2$ ;
- если  $z_1 > 1$ , то  $z_{20} = z_2 + 1$ , но при этом должно соблюдаться условие не кратности числа зубьев производящего колеса к числу заходов червяка, в противном случае к получившейся величине  $z_{20}$  добавляется еще один зуб.

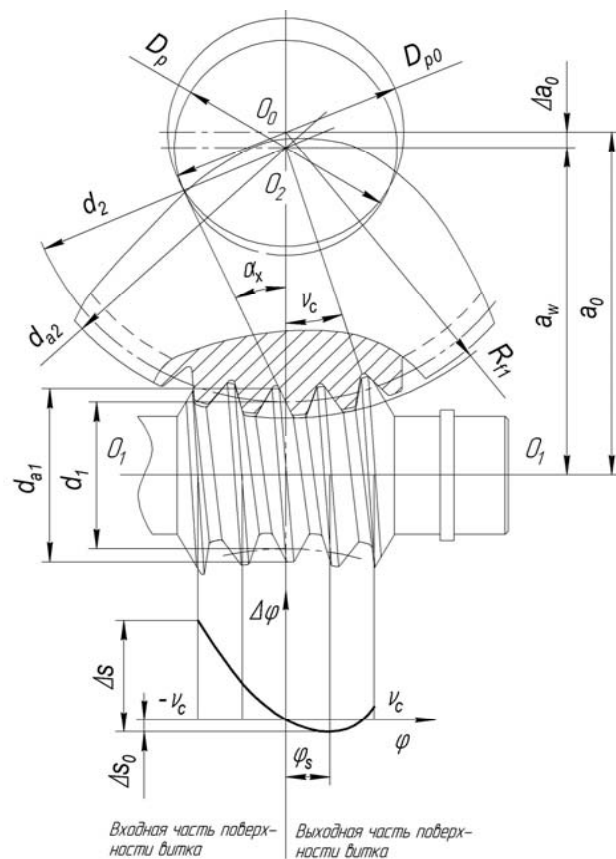


Рисунок 1 – Глобoidная передача, модифицированная методом AU

Во всех случаях увеличение станочного межосевого расстояния при зубообработке червяка  $\Delta a_0$  определяется по формуле, несколько отличной от формулы, приведенной в ГОСТ 17696-89:

$$\Delta a_0 = d_2 k_u \cos \alpha_x / 2(1 - k) \cos(\alpha_x + \varphi_s). \quad (4)$$

Станочное межосевое расстояние  $a_0 = a + \Delta a_{20}$ , делительный диаметр производящего колеса  $d_0 = d_2 + 2\Delta a_{20}$ , диаметр профильной окружности  $D_{p0} = d_0 \sin \alpha_{x1}$ , зубоизмерительные и все остальные геометрические параметры передачи рассчитываются согласно ГОСТ 17696-89.

**Вопросы нарезания зубьев глобoidного колеса.** Производство глобoidных передач связано с серьезными технологическими трудностями. Во-первых, если цилиндрический червяк может использоваться с разными колесами с раз-

ным числом зубьев, то глобoidный червяк должен охватывать сопряженное колесо. Поэтому требуется проектирование полного комплекта инструмента и оснастки под каждую конкретную глобoidную пару. Это обстоятельство резко увеличивает требуемую номенклатуру режущего инструмента по сравнению с цилиндрическими, коническими и червячными передачами.

Во-вторых, для производства сопряженной глобoidной передачи производящая поверхность фрезы должна быть идентична активной поверхности колеса или отличаться от нее в сторону, обеспечивающую профильную и продольную модификацию контакта [1]. Глобoidные фрезы являются очень дорогостоящим инструментом и могут использоваться только в условиях крупносерийного и массового производства.

В условиях индивидуального производства, как правило, используются двухрезцовые летучки, режущие кромки которых совпадают с крайними образующими крайних витков глобoidного червяка [3]. Однако в процессе нарезания колеса этими летучками имеет место подрезание поверхности зубьев червячного колеса входной кромкой резца-летучки.

В результате на зубе червячного колеса можно выделить три характерные зоны. На среднем участке II поверхность зуба колеса является геометрически сопряженной с производящей поверхностью инструмента, на крайних участках I и III поверхность зуба колеса является линейчатой, подрезанной входной режущей кромкой. Линия A'B', общая для участков II и III, находится в средней плоскости колеса и является переломом поверхностей указанных участков, то есть в точках этой линии нет общих нормалей для обеих поверхностей.

В связи с такими особенностями процесса зубонарезания, когда более половины площади поверхности зубьев после изготовления являются не сопряженными с поверхностью витка червяка, передачи, нарезанные двухрезцовыми летучками, необходимо достаточно длительно прирабатывать для обеспечения номинальной нагрузочной способности.

Более прогрессивным методом нарезания зубьев глобoidных колес является использование трех- и четырехрезцовых летучек. Такой инструмент был разработан в НПО "ЦНИИТМАШ" (патент РФ №965652, B23F 21/20) и успешно используется в последние годы на машиностроительных заводах.

На рисунке 2 показан зуб червячного колеса, нарезанный четырехрезцовой летучкой производства ЭЗТМ.

В этих летучках два крайних резца образуют указанные выше подрезные участки I и III поверхности зуба, а два средних резца выбирают "лунки" на участке II, достаточно близкие к требуемой форме обкатной поверхности.

**Геометрический расчет глобoidной передачи.** В Российской Федерации существует разработанная в 80-е годы система государственных стандартов, представляющих собой группу взаимоувязанных нормативных документов и регламентирующих расчет и производство модифицированных глобoidных передач. В эту группу входят следующие стандарты:

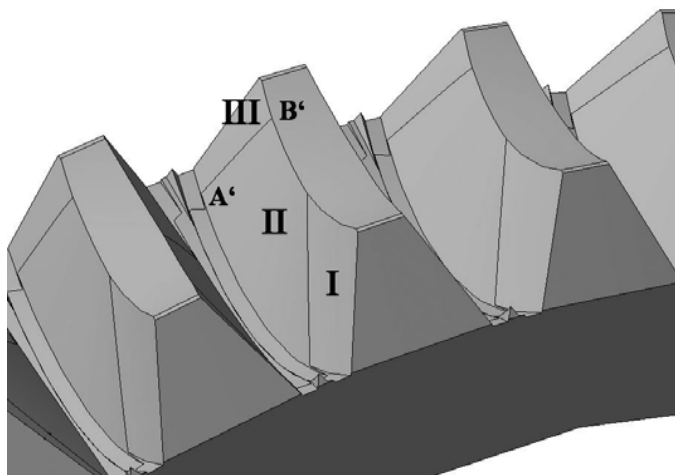


Рисунок 2 – Зубья глобоидного колеса, нарезанные четырехзубой фрезой-летучкой

**ГОСТ 9369-77 Передачи глобоидные. Основные параметры.** К числу основных параметров отнесены межосевые расстояния  $a$  мм, номинальные передаточные числа  $u_{ном}$ , а также делительные диаметры червяка  $d_1$  и ширины венцов червячных колес  $b_2$ .

**ГОСТ 24438-80 Передачи глобоидные. Исходный червяк и исходный производящий червяк.** Стандарт устанавливает делительный угол профиля витка в осевом сечении в середине червяка  $\alpha_{x1}$  равным  $25^\circ$ , основные параметры витков, боковые и радиальные зазоры, радиусы кривизны переходной кривой. Все линейные размеры даются в виде коэффициентов, т.е. в долях модуля:

- высота головки витка червяка  $h_{a1}^* = 0,9$ ;
- радиального зазора  $c_1^* = c_2^* = 0,2$ ;
- высоты витка  $h_1^* = 1,8 + c_1^*$  и т.д.

Коэффициент делительной осевой толщины витка  $s_{x1}^*$  равен 0,45 шага, т.е. толщина витка принята меньше половины шага. За счет этого увеличивается толщина зуба и срок службы передачи по критерию износа зубьев [7].

**ГОСТ 16502-83 Передачи глобоидные. Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски.** Стандарт устанавливает нормы точности элементов глобоидных передач, червяков и колес.

**ГОСТ 17696-89 Передачи глобоидные. Расчет геометрии.** Стандарт устанавливает метод расчета геометрических параметров глобоидной передачи, а так же расчет параметров наладки станочного зацепления при модифицировании червяка по методу AU. Исходными данными для расчета являются параметры, установленные по ГОСТ 9369-77 и ГОСТ 24438-80.

Методика геометрического расчета модифицированной глобоидной пе-

редачи, изложенная в ГОСТ 17696-89, разрабатывалась около тридцати лет назад и не учитывает новые теоретические исследования в этой области, возможность использования более совершенного инструмента и опыт эксплуатации, который был накоплен за последние годы.

В этой связи авторы усовершенствовали предложенную в стандарте методику расчета геометрических параметров передачи, внося в нее некоторые уточнения, прежде всего в части определения делительного диаметра червяка  $d_1$ , ширины венца глобоидного колеса  $b_2$  и параметров станочной модификации при нарезании червяка по методу AU [8].

Делительный диаметр червяка согласно ГОСТ 17696-89 определяется выражением  $d_1 = K_d a_w$ , где  $K_d$  – коэффициент, значения которого приводятся в стандарте в зависимости только от межосевого расстояния передачи. Однако в результате детального анализа эксплуатируемых и вновь проектируемых передач, авторы пришли к заключению о необходимости учета, при назначении  $K_d$ , передаточного числа  $u = z_2/z_1$ , и модуля передачи  $m$ . При этом рекомендуемый диапазон значений  $K_d$  был несколько расширен, и зависимость  $K_d$  от  $a$  и  $u$  приобрела вид, показанный в таблице 1.

Таблица 1 – Рекомендуемые значения  $K_d$

$u \backslash a_w$	$a \leq 125$	$125 < a \leq 315$	$a > 315$
	$K_d$		
$< 27$	0,45	0,45	0,4
$\leq 35$	0,4	0,4	0,355
$\leq 40$	0,45	0,45	0,4
$\leq 50$	0,4	0,4	0,355
$\leq 63$	0,4	0,355	0,355
$> 63$	0,355	0,315	0,315

Аналогично был решен вопрос с коэффициентом ширины зубчатого колеса  $K_b$ , который выбирается из ряда 0,315; 0,28; 0,25; 0,225. Меньшее значение коэффициента целесообразно назначать при расчете глобоидных передач с большим передаточным числом и малым межосевым расстоянием. Большие коэффициенты, как правило, назначаются для крупных передач с межосевым расстоянием  $a_w > 315$  и передаточным числом  $u < 50$ .

После определения делительного диаметра червяка определяется ряд контурных размеров колеса и червяка:

- делительный диаметр колеса  $d_2 = 2a_w - d_1$ ;
- осевой модуль передачи  $m = d_2/z_2$ ;
- диаметр вершин витков червяка  $d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}^* m$ ;
- диаметр впадин витков червяка  $d_{f1} = d_{a1} - 2h_{f1}^* m$ ;
- диаметр вершин зубьев колеса  $d_{a2} = d_2 + m(h_1^* - c_1^*)$  и т.д.

Все остальные геометрические и зубоизмерительные параметры передачи рассчитываются согласно ГОСТ 17696-89.

**Оценка несущей способности.** На несущую способность глобоидной передачи оказывает влияние сочетание различных факторов, к которым в первую очередь стоит отнести габаритные размеры передачи, материалы венца колеса и червяка, характеристики смазки, скорости скольжения червяка и колеса, качество зацепления и точность изготовления передачи в целом. Также важную роль играют правильно назначенные коэффициенты условия работы передачи.

Основным из указанных факторов является межосевое расстояние  $a_w$ . Зависимость нагрузочной способности глобоидной передачи от ее межосевого расстояния была подробно рассмотрена в работе П.С. Зака [4]. Выполненный им вывод главной зависимости основан на рассмотрении состояния смазочного слоя в контакте сопряженных поверхностей и решении упрощенной гидродинамической задачи. При этом экспериментальным и аналитическим путем были получены показатель степени  $n=2,9$  при межосевом расстоянии и постоянный коэффициент  $C=5,6 \cdot 9,81 \cdot 10^{-5}$ . Допустимый крутящий момент  $T_2$ , Н·м, на глобоидном колесе, в таком случае, определяется из уравнения:

$$T_2 = 55 \cdot 10^{-5} a^{2,9} K_u K_n K_m K_z K_p K_t, \quad (5)$$

где  $K_u$  – коэффициент передаточного отношения глобоидной передачи;  $K_n$  – коэффициент, учитывающий частоты вращения червяка;  $K_m$  – коэффициент материала венца глобоидного колеса;  $K_z$  – коэффициент, учитывающий модификацию зацепления;  $K_p$  – коэффициент режима работы передачи;  $K_t$  – коэффициент, учитывающий степень точности передачи.

Несущая способность глобоидных передач, рассчитанная по уравнению (5), неоднократно подтверждалась многолетним опытом их успешной эксплуатации в самых различных условиях и на разнообразных машинах и агрегатах. Однако совершенствование методов модификации глобоидных передач, с одной стороны, и новые возможности САПР, с другой, потребовали уточнения и изменения в методиках определения некоторых входящих коэффициентов.

Выбор коэффициентов  $K_u$  и  $K_n$ , согласно методике П.С. Зака осуществляется по кривым, построенным на графиках с логарифмической шкалой, при этом такие кривые определены лишь для нескольких стандартных межосевых расстояний и передаточных чисел, что затрудняет расчет передач, не охваченных графиками.

В данной работе предложено выполнять расчет коэффициентов  $K_u$  и  $K_n$  аналитическим способом с помощью математических редакторов, таких как MathCAD или его аналоги. Это позволяет с достаточно высокой практической точностью рассчитывать значения указанных коэффициентов для глобоидных передач с любыми межосевыми расстояниями и передаточными числами.

При передаточном отношении глобоидной передачи меньшем или равном 30, коэффициент передаточного отношения  $K_u$  определяется однозначно по формуле:

$$K_u = -0,79 \log^2 u + 2,79 \log u - 0,135. \quad (6)$$

Для передаточного отношения  $u > 30$ , коэффициент  $K_u$  определяется путем последовательного решения нескольких простых уравнений:

$$\begin{aligned} A_{1u} &= [\log(\log a) + 0,839] \log(u / 75) + 1; \\ A_{2u} &= [\log(108 / \log a) \log a] / \log(a / 245); \\ A_u &= (A_{1u} / A_{2u}) - 0,158; \\ K_u &= A_u \log u \log(u / 30) + 1. \end{aligned} \quad (6a)$$

Аналогичным набором уравнений осуществляется расчет коэффициента, учитывающего частоту вращения червяка  $K_n$ :

$$\begin{aligned} A_{1n} &= \log(6,75 \log^2 a - 33,92 \log a + 53,61); \\ A_{2n} &= (A_{1n} - \log(\log a)) \log a; \\ A_N &= [-\log(a / 95)(2,97 - 0,796 \log n) / A_{2n}] - 0,202; \\ K_n &= A_N \log n \log(n - 3) + 1. \end{aligned} \quad (7)$$

Зависимость коэффициентов  $K_u$  и  $K_n$  от передаточного числа и скорости вращения червяка показана на рисунках 3 и 4.

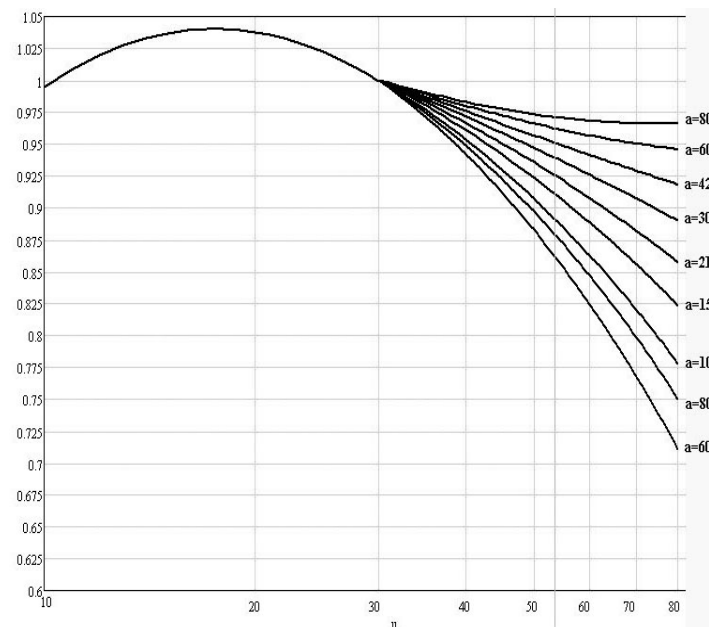


Рисунок 3 – Коэффициент передаточного числа глобоидной передачи

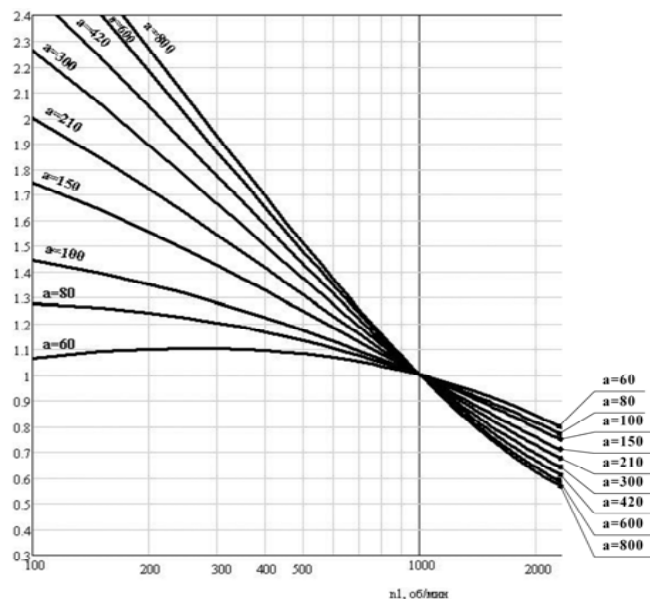


Рисунок 4 – Коэффициент частоты вращения червяка

В предлагаемой методике расширен диапазон значений коэффициента сервис-фактора  $K_p$ , состоящего из произведения коэффициентов  $K_{pv}$ , продолжительности (цикла) работы и условий  $K_{rw}$  работы глобоидной передачи. При этом:

- коэффициент продолжительности цикла варьируется в диапазоне от  $K_{pv}=1$  при 100% загрузке до  $K_{pv}=1,25$  при ПВ=25%;
- коэффициент  $K_{rw}$  условий работы назначается в пределах от 0,65 для тяжелых условий со значительными (до 200%) перегрузками до 1,15 для легких условий без толчков и кратковременных перегрузок, не превышающих 125% от номинальной нагрузки.

Коэффициенты  $K_z$  и  $K_f$  оставлены неизменными и могут варьироваться в зависимости от передаточного числа или степени точности передачи, в пределах:

- $K=1,1 \dots 1,2$ , где меньшее значение соответствует передаточному числу меньше 10, а большее для передаточного числа превышающего 25;
- $K_f=1$  для 7<sup>-й</sup>, 0,9 – для 8<sup>-й</sup> и 0,8 – для 9<sup>-й</sup> степеней точности по ГОСТ16502-83.

Не изменился и коэффициент, учитывающий материал венца колеса  $K_m$ , который для оловянных и железистых бронз находится в пределах 1...0,8, а для чугуна составляет 0,5. Отметим, что очень важно осуществлять выбор материала венца глобоидного колеса в комплексе с материалом и термообработкой червяка. Так относительно твердые венцы из железистой бронзы должны работать в паре с червяком, закаленным до твердости 45...55HRC. В то же время высокооловянные бронзы и чугун хорошо зарекомендовали себя в работе с червяками, улучшенными до твердости 290...320HB.

Дополнительно в формулу расчета несущей способности был введен поправочный коэффициент  $K_a=(0,05L^{0,25})^{-1}$ , учитывающий заданный ресурс  $L$  работы передачи в часах.

Формулы (5) не учитывает ряд таких существенно влияющих на несущую способность передачи факторов, как относительная толщина червяка, диаметр профильной окружности, высота зуба и д.р. Предполагается, что все эти размеры рассчитывались исходя из рекомендаций, приведенных в [7].

Заметим, что формула определения несущей способности для передач с цилиндрическим червяком похожа на формулу (5). Обе формулы различаются лишь значениями некоторых коэффициентов, в частности, показателем степени  $n=2,8$  при межосевом расстоянии. Таким образом, преимущество глобоидных передач особенно заметно на больших межосевых расстояниях. Этот факт подтверждается сравнением паспортных данных цилиндрических и глобоидных редукторов производства различных российских и иностранных заводов.

### Выводы:

1. Описан метод нарезания глобоидного червяка путем увеличения станочного межосевого расстояния и передаточного отношения в обработке. Этот метод позволяет получать активные поверхности витков в форме, близкой к устойчивой форме естественной модификации, имеющей место при износе в результате приработки.

2. Показано, что обработка зубьев колеса четырехрезцовыми фрезами-летучками позволяет получить поверхность зуба, близкую к требуемой форме огибающей поверхности. В совокупности эти два метода дают возможность выполнять пуск редуктора при полной нагрузке без предварительной приработки, а также увеличивают срок службы передачи.

3. Разработаны методики и написана компьютерная программа для выполнения геометрического и технологического расчетов, а также оценки несущей способности глобоидных передач. Показано, что глобоидные редукторы имеют более высокие эксплуатационные характеристики, чем передачи с цилиндрическими червяками.

4. Все предлагаемые методики и методы обработки были испытаны на производственной практике ОАО "ЭЗТМ" и других машиностроительных заводов.

**Список литературы:** 1. Сандлер А. И., Лагутин С.А., Верховский А.В. Производство червячных передач / Под общ. ред. С.А. Лагутина. – М.: "Машиностроение", 2008. – 272с. 2. O'Connor, L. Redesigning a double-enveloping worm gear reducer (Cone Drive Operations Inc.), Mechanical Engineering-CIME, 1994, vol.116, no.3, С.80-82. 3. Дикер Я.И., Сагин Л.И. Основы производства червячных глобоидных передач. Труды ЦНИИТМАШ, кн. 96. – М.: Машгиз, 1960. – 204с. 4. Зак П.С. Глобоидная передача. – М.: Машгиз, 1962. – 256 с. 5. Коростелев Л.В., Федоров Н.Н. Метод исследования модифицированных глобоидных передач // Машиноведение. – 1970. – №6. – С.47-51. 6. Litvin F.L. Fuentes A. Gear Geometry and Applied Theory of Gearing (2<sup>nd</sup> edition). – Cambridge University Press, 2004. – 800 с. 7. Федотов Б.Ф. Обоснование стандартных геометрических параметров глобоидных передач // "Вестник машиностроения". – 1985. – №10. – С.50-52. 8. Гудов Е.А., Лагутин С.А., Федотов Б.Ф. САПР модифицированных глобоидных передач. Сб. докладов научно-технической конференции // Сб. "Теория и практика зубчатых передач". – Ижевск, 2008. – С.355-358.

Поступила в редакцию 20.05.11